

## 明 細 書

## 内接型ギアポンプ

## 技術分野

[0001] 本発明は、インナーロータとアウターロータとが噛み合って回転するとき、両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化によって流体を吸入・吐出する内接型ギヤポンプに関する。

## 背景技術

[0002] 従来、内接型ギヤポンプは、n枚の外歯を有するインナーロータと、この外歯に噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、ケーシングに形成された孔に両ロータを収納した状態で、駆動軸に連結されたインナーロータを回転させることによって外歯が内歯に噛み合ってアウターロータを回転させ、両ロータ間に形成される複数のセルの容積変化によって流体を吸入・吐出するようになっている。

[0003] セルは、その回転方向前側と後側で、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られており、インナーロータの回転に伴い回転移動する独立した流体搬送室を構成している。各セルは外歯と内歯との噛み合いの過程の途中において容積が最小となった後、吸入ポートに沿って移動しながら容積を拡大させて、吸入ポートから流体を吸入する。そして、容積が最大となったセルは、吐出ポートに沿って移動しながら容積を減少させて、吐出ポートから流体を吐出する(例えば特許文献1参照)。

[0004] そして、インナーロータとアウターロータとは所定量だけ偏心させて配設されるとともに、アウターロータとケーシングの前記孔とは同軸的に配設された構成となっている。

[0005] このような構成を有する内接型ギヤポンプは、小型で構造が簡単であるため自動車の潤滑油用ポンプや自動変速機用オイルポンプ等として広範囲に利用されている。自動車に搭載される場合におけるこのポンプの駆動手段としては、エンジンのクランク軸にインナーロータが直結されてエンジンの回転によって駆動されるクランク軸直結駆動がある。

[0006] ところで、このような内接型ギヤポンプは、組立て上の便宜等のため、このギヤポンプを形成したときに、前記各部材が所定の遊びを持つような寸法に設定されるのが一般的である。すなわち、インナーロータの中心部に穿設された貫通孔の内径は、この貫通孔に装入される駆動軸の外径より約0.1mm～0.6mm大きくされ、また、ケーシングに形成された孔の内径は、アウターロータの外径より、約0.1mm～0.6mm大きくされており、前述したように、アウターロータとケーシングの前記孔とが同軸的に配設されていることと相俟って、アウターロータの外周面は全周にわたって、ケーシングに形成された孔の内周面との間に、約0.05mm～0.3mmのクリアランスが設けられている。

[0007] したがって、以上のように構成された内接型ギヤポンプを駆動させると、インナーロータと駆動軸との間のクリアランスによって、インナーロータは駆動軸の中心軸を基準にして、径方向に約0.05mm～0.3mm程度振れ回りながら回転され、また、アウターロータとケーシングに形成された孔との間のクリアランスによって、アウターロータは前記ケーシング孔の中心軸を基準として、径方向に約0.05mm～0.3mm程度振れ回りながら回転されることになる。このため、インナーロータの外歯がアウターロータの内歯と衝突し、この際にアウターロータが受けた駆動力により、さらにこのアウターロータの外周面がケーシングに形成された孔の内周面と衝突する場合がある。したがって、内接型ギヤポンプを駆動させた際に騒音が発生するとともに、ポンプ効率の低下が発生する場合がある。

[0008] このようなアウターロータの外周面とケーシングに形成された孔の内周面との衝突発生を抑制するための手段として、従来から、インナーロータの径方向中心部にインローを形成し、このインローをケーシングの前記孔の底面に形成した溝部に装入し、インナーロータの前記振れ回りを抑制し、アウターロータの外周面とケーシングの孔の内周面との衝突発生を回避する構成が採用されている。

特許文献1:特許第3293507号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

[0009] しかしながら、前記従来では、インナーロータに形成したインローと、ケーシングに形

成した前記溝部との間に摺動抵抗が生じ、この摺動抵抗によるエネルギー損失量は、内接型ギヤポンプを駆動する際に生ずる全エネルギー損失量の約25%を占め、このギヤポンプの更なる高効率化を図るには限界が生じていた。

- [0010] 本発明はこのような事情を鑑みてなされたものであり、内接型ギヤポンプの摺動抵抗の低減を図ることが可能になるとともに、このような構成であっても、騒音発生やポンプ効率の低減を最小限に抑制できる内接型ギヤポンプを提供することを目的とする。
- [0011] 前記課題を解決して、このような目的を達成するために、本発明は以下の手段を提案している。

#### 課題を解決するための手段

- [0012] 本発明の第一態様によれば、 $n$  ( $n$ は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するときに両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入、吐出することによって流体を搬送する内接型ギヤポンプであって、前記ケーシングに形成された、前記両ロータが収納される孔の内径は、前記アウターロータの外径より0.1mm以上0.6mm以下大きく設定され、前記インナーロータと前記アウターロータとの偏心量を $er$ 、前記インナーロータと前記ケーシングに形成された孔との偏心量を $eh$ とするとき、
$$0.005\text{mm} \leq (eh - er) \leq 0.030\text{mm}$$
を満たすことを特徴とする。
- [0013] この発明によれば、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯とが噛み合って、セルの容積が最小となる噛み合い位置における、ケーシングに形成された孔の内周面とアウターロータの外周面との距離が最小限に抑制される。
- [0014] したがって、インナーロータの外歯からアウターロータの内歯に駆動力が伝達され、アウターロータが、このロータの前記噛み合い位置の接線方向における回転方向前側に移動し、かつケーシングの孔の内周面に沿うことによって回転しようとしたときに、この回転方向前側への移動がケーシングに形成された孔の内周面により拘束されることになる。

[0015] これにより、ケーシングの孔内でのアウターロータの配置位置が安定するため、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯との衝突、およびアウターロータの外周面とケーシングの孔の内周面との衝突発生が最小限に抑制される。また仮に、これらの衝突が発生した場合でも、この際の衝突エネルギー量が最小限に抑制される。

[0016] また、アウターロータが、前記回転方向前側への移動が拘束され、かつケーシングの孔の内周面に沿うことにより、前記噛み合い位置と回転中心を挟んで対向する位置に向う移動量が、前記拘束分だけ大きくなる、すなわちアウターロータが前記対向位置に付勢される。これにより、この対向位置におけるインナーロータの外歯とアウターロータの内歯との衝突発生が抑制される。

[0017] さらに、前記対向位置におけるケーシングの孔の内周面とアウターロータの外周面との距離が最大限確保されるため、この対抗位置におけるアウターロータの外周面とケーシングの孔の内周面との衝突発生が抑制される。

[0018] 以上により、インナーロータの径方向中央部にインローを形成し、このインローをケーシングの前記孔の底面に形成した溝部に装入した構成を採用するまでもなく、アウターロータとケーシングとの衝突、およびインナーロータの外歯とアウターロータの内歯との衝突発生を抑制することが可能になる。したがって、内接型ギヤポンプの摺動抵抗の低減を図ることが可能になるとともに、このような構成であっても、騒音発生やポンプ効率の低減を最小限に抑制することができる。

[0019] 本発明に係る内接型ギヤポンプによれば、内接型ギヤポンプの摺動抵抗の低減を図ることが可能になるとともに、このような構成であっても、騒音発生やポンプ効率の低減を最小限に抑制することができる。

### 図面の簡単な説明

[0020] [図1]は本発明の一実施形態による内接型ギヤポンプを示す平面図である。[図2]は図1に示す内接型ギヤポンプの第1実施形態として示した諸元値である。[図3]は本発明の第2実施形態による内接型ギヤポンプの諸元値である。

### 符号の説明

[0021] 10 インナーロータ  
20 アウターロータ

30 ケーシング

31 孔

S セル

er インナーロータとアウターロータとの偏心量

eh インナーロータとケーシングに形成された孔との偏心量

発明を実施するための最良の形態

- [0022] 本発明に係る内接型ギヤポンプの一実施形態について、図1および図2を参照して説明する。
- [0023] 図1に示す内接型ギヤポンプは、8枚の外歯11が形成されたインナーロータ10と、該外歯11と噛み合う9枚の内歯21が形成されたアウターロータ20と、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシング30とを備える概略構成とされている。
- [0024] そして、ケーシング30には孔31が形成されており、この孔31に両ロータ10,20が収納された構成となっている。なお、吸入ポートおよび吐出ポートは図1において図示を省略している。
- [0025] インナーロータ10には、径方向中央部に貫通孔12が穿設されており、この内径は、貫通孔12に装入される駆動軸の外径より約0.1mm～0.6mm大きくされている。なお、この駆動軸は、図示しないエンジンのクランク軸に直結されており、これにより、インナーロータ10は、エンジンの回転によって軸心O1を中心としてケーシング30の内部にて周方向に回転可能に支持された構成となっている。したがって、この軸心O1は、インナーロータ10、および前記駆動軸の回転中心のみならず、貫通孔12の中心でもある。
- [0026] アウターロータ20は、軸心O2をインナーロータ10の軸心O1に対して偏心(偏心量:er)させて内歯21を外歯11に噛み合わせて配置され、この軸心O2を中心としてケーシング30の内部にて周方向に回転自在に支持されている。
- [0027] ここで、インナーロータ10の外歯11は、歯先部11aの歯形が、第1の基礎円Diに外接して滑りなく転がる第1の外転円Aiによって創成される外転サイクロイド曲線を基にした形状とされるとともに、歯溝部11bの歯形が、第1の基礎円Diに内接して滑りなく

転がる第1の内転円Biによって創成される内転サイクロイド曲線を基にした形状とされている。

[0028] また、アウターロータ20の内歯21は、歯先部21aの歯形が、第2の基礎円Doに内接して滑りなく転がる第2の内転円Boによって創成される内転サイクロイド曲線を基にした形状とされるとともに、歯溝部21bの歯形が、第2の基礎円Doに外接して滑りなく転がる第2の外転円Aoによって創成される外転サイクロイド曲線を基にした形状とされている。

[0029] ところで、前述したインナーロータ10の軸心O1とアウターロータ20の軸心O2との偏心量erは、インナーロータ10の各外歯11の歯先部11aの頂部を周方向に順次結んで得られる円形状の直径、すなわちインナーロータの大径をdとし、同ロータ10の各外歯11の歯溝部11bの底部を周方向に順次結んで得られる円形状の直径、すなわちインナーロータ10の小径をDとしたときに、次式により得られる。

[0030]  $er = (d - D) / 4$

[0031] 両ロータ10, 20はそれぞれの歯面形状により互いに噛み合って前記駆動軸の回転により回転される。そして、互いに噛み合う両ロータ10, 20の噛み合い点と噛み合い点との間には、流体の搬送室であるセルSが形成される。このセルSに対して開口する吸入ポートおよび吐出ポートがケーシング30に形成されており、この吸入ポートおよび吐出ポートから各セルSとの流体のやりとりが行われるようになっている。

[0032] セルSは両ロータ10, 20の回転とともに回転移動しながら、この容積が変化するようになっており、セルSの容積の拡大過程において吸入ポートから流体が吸入され、セルSの容積の縮小過程において吐出ポートから流体が吐出されるようになっている。

[0033] ケーシング30には、前述したように両ロータ10, 20を収納する孔31が形成されており、この孔31の内径は、アウターロータ20の外径より約0.1mm以上0.6mm以下大きくなっている。そして、この孔31の中心O3は、図1に示すように、アウターロータ20の軸心O2から、この軸心O2を挟んでインナーロータ10の軸心O1および噛み合い位置Aから離間する方向へ0.005mm以上0.030mm以下、より好ましくは0.010mm以上0.020mm以下だけ偏心させて位置させている。すなわち、インナーロータ10とアウターロータ20との偏心量をer、インナーロータ10とケーシング30の孔31との

偏心量をehとするとき、

$$0.005\text{mm} \leq (eh - er) \leq 0.030\text{mm}$$

を満たした構成となっている。

- [0034] なお、噛み合い位置Aとは、図1に示すように、アウターロータ20にインナーロータ10の回転駆動力が伝達される位置をいう。
- [0035] これにより、図1に示すように、ケーシング30の孔31の内周面と、アウターロータ20の外周面との間のクリアランスtは、噛み合い位置AにおけるクリアランスtAが最小となり、この位置Aから回転方向前側若しくは後側に180°ずれた周方向位置BにおけるクリアランスtBが最大となるように、前記噛み合い位置Aから位置Bに向うに従い漸次大きくなる構成となっている。
- [0036] 以上により、噛み合い位置AにおけるクリアランスtAは、0.020mm以上0.295mm以下となり、位置BにおけるクリアランスtBは、0.055mm以上0.330mm以下となる。
- [0037] なお、図1において、ケーシング30の孔31は、説明の便宜のため大きく描いたものとなっている。
- [0038] ここで、図1に示すインナーロータ10、アウターロータ20、およびケーシング30の諸元値を実施例1として、この従来技術としての比較例1とともに図2(a),(b)に示す。
- [0039] 図2(a)において、アウターロータの大径とは、各内歯21の歯溝部21bの底部を周方向に順次結んで得られる円形状の直径を示し、同ロータの小径とは、各内歯21の歯先部21aの頂部を周方向に順次結んで得られる円形状の直径を示している。
- [0040] ここで、図2に示す実施例1および比較例1はともに、ケーシングに形成された、前記両ロータが収納される孔の内径が79.99mm以上80.01mm以下とされ、この孔の内周面と対向するアウターロータの外周面の外径が79.75mm以上79.80mm以下とされている。
- [0041] 図2(b)に示すように、実施例1は、従来技術としての比較例1と比べて、インナーロータ10(軸心O1)およびケーシング30の孔31(中心O3)の位置を変えないで、アウターロータ20(軸心O2)だけを噛み合い位置A側、すなわち図1における紙面の下側に向けて0.015mmだけ位置をずらし、前記偏心量erを比較例1より0.015mm

小さくしている。そして、この位置ずれさせた分だけ、前記噛み合い位置Aにおいては、外歯11の歯先部11aと内歯21の歯溝部21bとの間に隙間が生じ、前記周方向位置Bにおいては、外歯11の歯先部11aと内歯21の歯溝部21bとの間の隙間が小さくなり、このギヤポンプの噛み合い状態が変化するので、この噛み合い状態を維持するために、図2(a)に示すように、外歯11の歯先部11aを創成する第1の外転円Aiの直径を0.030mm小さくするとともに、内歯21の歯溝部21bを創成する第2の外転円Aoの直径を0.030mm小さくしている。

- [0042] ここで、前述したように、前記偏心量erは、インナーロータの大径dと小径Dとから算出されるので、以上を換言すれば、両ロータの歯丈を従来技術としての比較例1と比べて0.015mmだけ小さくすることにより、実施例1が実現されることになる。
- [0043] 以上により、噛み合い位置Aにおけるケーシング30の孔31の内周面と、アウターロータ20の外周面とのクリアランスtAを最小限に抑制することが可能になるとともに、このような構成においても、外歯11と内歯21との噛み合い状態は従来と同等に維持できるようになっている。
- [0044] 以上説明したように本実施形態による内接型ギヤポンプによれば、インナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21とが噛み合って、セルSの容積が最小となる噛み合い位置Aにおける、ケーシング30に形成された孔31の内周面とアウターロータ20の外周面とのクリアランスtAを最小限に抑制することができる。
- [0045] したがって、インナーロータ10の外歯11からアウターロータ20の内歯21に駆動力が伝達され、アウターロータ20が、このロータ20の前記噛み合い位置Aの接線方向における回転方向前側に移動し、かつケーシング30の孔31の内周面に沿うことによって回転しようとしたときに、この回転方向前側への移動がケーシング30の孔31の内周面により拘束されることになる。
- [0046] これにより、ケーシング30の孔内31でのアウターロータ20の配置位置が安定するため、インナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との衝突、およびアウターロータ20の外周面とケーシング30の孔31の内周面との衝突発生を最小限に抑制することができる。また仮に、これらの衝突が発生した場合でも、この際の衝突エネルギー量を最小限に抑制することができる。

[0047] また、アウターロータ20が、前記回転方向前側への移動が拘束され、かつケーシング30の孔31の内周面に沿うことにより、このロータ20が、噛み合い位置Aから回転方向前側若しくは後側に180°ずれた周方向位置Bに向う移動量が前記拘束分だけ大きくなる、すなわちアウターロータ20が前記位置Bに付勢される。これにより、この位置Bにおけるインナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との衝突発生を抑制することができる。

[0048] さらに、前記位置Bにおけるケーシング30の孔31の内周面とアウターロータ20の外周面との距離tBが最大限確保されるため、この位置Bにおけるアウターロータ20の外周面とケーシング30の孔31の内周面との衝突発生を抑制することができる。

[0049] 以上により、インナーロータ20の径方向中央部にインローを形成し、このインローをケーシング30の孔31の底面に形成した溝部に装入した構成を採用するまでもなく、アウターロータ20とケーシング30との衝突、およびインナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21との衝突発生を抑制することが可能になる。したがって、内接型ギヤポンプの大幅な摺動抵抗の低減を図ることが可能になるとともに、このような構成においても、騒音発生やポンプ効率の低減を最小限に抑制することができる。

[0050] なお、本発明の技術的範囲は前記実施の形態に限定されるものではなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲において種々の変更を加えることが可能である。

[0051] 例えば、前記実施形態では、インナーロータ10の外歯11、およびアウターロータ20の内歯21として、サイクロイド曲線に基づいて形成した歯形を示したが、これに限らず、例えばトロコイド曲線に基づいて形成した歯形であっても適用可能である。この場合における、本発明に係る諸元値を実施例2として、この従来技術としての比較例2とともに図3に示す。この図に示す実施例2および比較例2はともに、ケーシングに形成された、前記両ロータが収納される孔の内径が59. 99mm以上60. 01mm以下とされ、この孔の内周面と対向するアウターロータの外周面の外径が59. 80mm以上59. 85mm以下とされ、インナーロータの外歯の歯数は9枚、アウターロータの内歯の歯数は10枚とされている。この場合においても、前記実施形態と同様の作用効果を有することができる。

[0052] また、前記実施形態では、インナーロータ10が、エンジンのクランク軸に直結された

駆動軸に連結されて、このエンジンの回転によって駆動されるクランク軸直結駆動の構成を示したが、これに限らず、例えば、比較的駆動力が小さい直流モータを駆動手段して、比較的高粘度の軽油などの燃料を搬送する内接型ギヤポンプにおいても適用可能である。すなわち、本発明は、前述したように、衝突発生等の不具合を生じさせることなく、いわゆるインローレスの構成を実現することが可能になるので、摺動抵抗の大幅な低減を実現できるからである。

[0053] さらに、前記実施形態では、図1に示すように、ケーシング30の孔31の中心O3を、インナーロータ10の軸心O1とアウターロータ20の軸心O2とを結んで得られる延長線上のうち、軸心O2を挟んで軸心O1および噛み合い位置Aの反対側に位置する部分に配置した構成を示したが、これに限らず、前記中心O3を、インナーロータ10の軸心O1を中心とした半径ehの円周上のうち、軸心O1と中心O3とを結んで得られる直線と、前記延長線とがなす角度が、0° 以上30° 以下となるように、軸心O2を挟んで軸心O1および噛み合い位置Aの反対側に位置する部分に配置してもよい。

[0054] この場合においても、前記実施形態と同様の作用効果を有することになる。

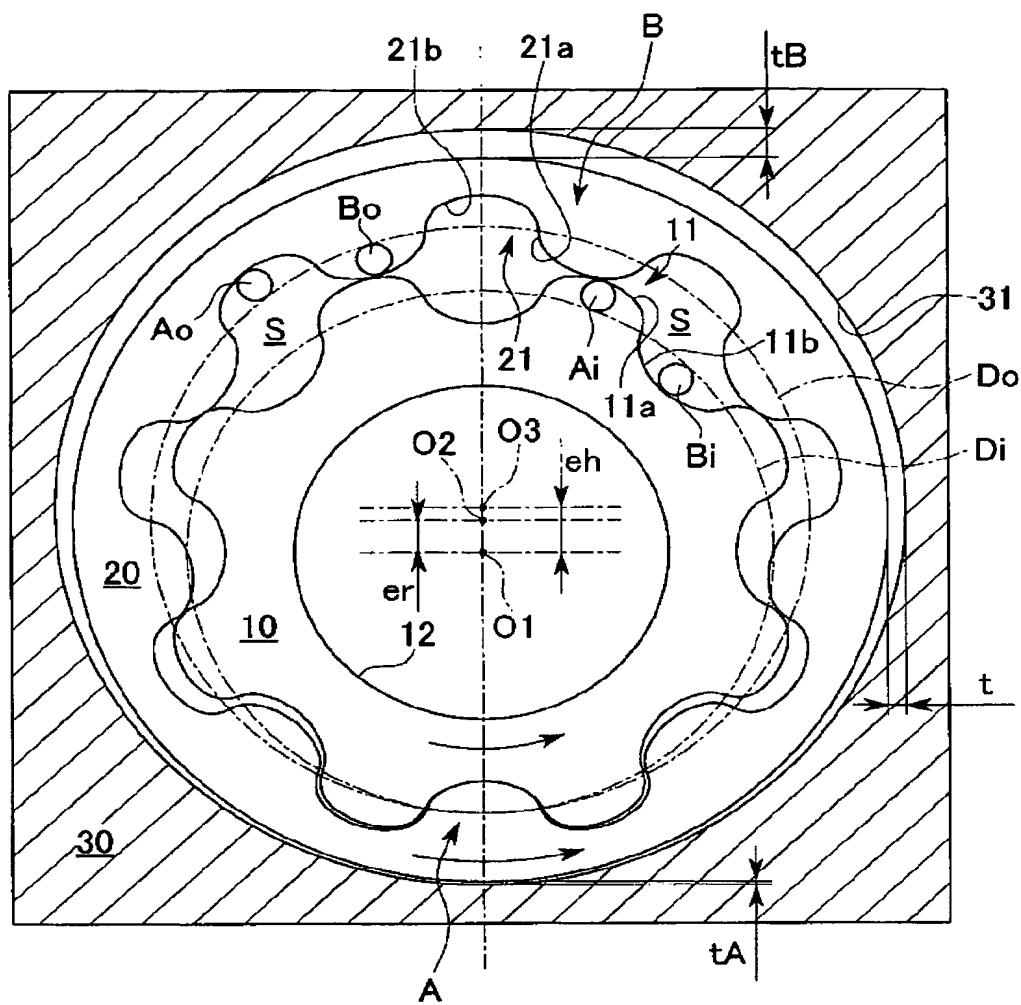
#### 産業上の利用可能性

[0055] 内接型ギヤポンプの摺動抵抗の低減を図ることが可能になるとともに、このような構成であっても、騒音発生やポンプ効率の低減を最小限に抑制できる内接型ギヤポンプを提供できる。

## 請求の範囲

[1]  $n$  ( $n$ は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するときに両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入、吐出することによって流体を搬送する内接型ギヤポンプであって、  
前記ケーシングに形成された、前記両ロータが収納される孔の内径は、前記アウターロータの外径より0.1mm以上0.6mm以下大きく設定され、  
前記インナーロータと前記アウターロータとの偏心量を $er$ 、前記インナーロータと前記ケーシングに形成された孔との偏心量を $eh$ とするとき、  
 $0.005\text{mm} \leq (eh - er) \leq 0.030\text{mm}$   
を満たすことを特徴とする内接型ギヤポンプ。

[図1]



[図2]

(a)

単位:mm

インナーロータ				アウターロータ			
	外軸円直径	内軸円直径	第1の基礎円直径	外軸円直径	内軸円直径	第2の基礎円直径	第2の外軸円直径
実施例1	50.400	3.510	3.720	58.080	72.210	3.570	3.660
比較例1	50.400	3.540	3.720	58.080	72.270	3.600	3.660

(b)

単位:mm

	偏心量er	偏心量eh	(eh-er)
実施例1	3.615	3.630	0.015
比較例1	3.630	3.630	0

[図3]

単位:mm

	インナーロータ		アウターロータ		偏心量er	偏心量eh	(eh-er)
	大径	小径	大径	小径			
実施例2	46.200	37.800	51.000	42.100	2.235	2.250	0.015
比較例2	46.260	37.800	51.000	42.100	2.250	2.250	0

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/019253

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**  
Int.Cl<sup>7</sup> F04C2/10

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

**B. FIELDS SEARCHED**

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl<sup>7</sup> F04C2/10

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched  
 Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2005  
 Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2005 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

**C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 10-331777 A (Denso Corp.), 15 December, 1998 (15.12.98), Column 6, lines 3 to 11; Fig. 3 (Family: none)	1

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	"&" document member of the same patent family
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search  
26 April, 2005 (26.04.05)

Date of mailing of the international search report  
17 May, 2005 (17.05.05)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl.<sup>7</sup> F04C2/10

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int.Cl.<sup>7</sup> F04C2/10

## 最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2005年
日本国実用新案登録公報	1996-2005年
日本国登録実用新案公報	1994-2005年

## 国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	JP 10-331777 A (株式会社デンソー) 1998.12.15, 第6欄第3行-11行、第3図 ファミリー無し	1

□ C欄の続きにも文献が列挙されている。

□ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

- 「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
- 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
- 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
- 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
- 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願
- の日の後に公表された文献
- 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
- 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
- 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
- 「&」同一パテントファミリー文献

## 国際調査を完了した日

26.04.2005

## 国際調査報告の発送日

17.5.2005

## 国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

竹之内 秀明

3T 8307

電話番号 03-3581-1101 内線 3395